

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.01.005

定桨距风力发电机组发电性能提升技术研究

程传玉

(中国电建集团昆明勘测设计研究院有限公司, 云南 昆明 650051)

摘要:针对我国高原地区多数定桨距风力发电机组长期处于欠发状态,发电性能未达到设计要求的问题,对定桨距风电机组发电性能提升技术进行了研究,结合高原地区空气密度低、温差大等环境特性,提出了一种桨叶加装加长节技术,通过在桨叶根部加装加长节的方式增大了风轮扫略面积,从而提升了机组发电性能,利用 Bladed 软件仿真不同长度的加长节,进行了经济效益、载荷计算和强度校核分析,获得了最优加长节长度为 650 mm。研究表明:桨叶加长节技术实施后,通过连续一年采集发电数据,获得机组年发电量的增益率为 8.64%,静态投资期约 3 年,机组寿命期内发电量增益约 168 万元,具有很好的经济性和推广性,可为我国定桨距风力发电机组发电性能提升技术研究提供一定的参考。

关键词:定桨距风机;桨叶加长节;安全评估;功率曲线;发电量

中图分类号:TH122;TK83

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)01-0024-06

Power generation performance improvement technologies on fixed-pitch wind turbine

CHENG Chuan-yu

(Kunming Engineering Corporation Limited, Power China, Kunming 650051, China)

Abstract: Aiming that most of the fixed-pitch wind turbines in the plateau areas are under state which the actual output is lower than the rated output, the fixed-pitch wind turbine power performance improvement technology were researched. Combined with low air density and large temperature difference of plateau area environmental characteristics, one technology of adding the blade lengthening section was proposed. Through the way of adding the blade lengthening section, the rotor swept area was increased and power performance was improved. The software Bladed was used to simulate different length of the blade lengthening section, economic benefit and safety assessment was conducted and the optimal length of the blade lengthening section was calculated as 650 mm. The results indicate that the power generating capacity gain rate of the wind turbines with blade lengthening section is 8.64% after monitoring power generating data one year, the static investment period are about 3 years and the generating gain in life period were about 1.68 million RMB. The technology is provided certain reference of the research that how to improve the output performance of the fixed-pitch wind turbine in our country.

Key words: fixed-pitch wind turbine; blade lengthening section; safety assessment; power curve; generating capacity

0 引言

随着我国风电行业的快速发展,风电行业朝着大型化发展,而风电发展初期的定桨距风力发电机型实际运行情况关注度越来越低,据不完全统计,定桨距风

电机组国内存量约万台^[1-2],大部分定桨距风电项目地处高原地区,高原地区年空气密度普遍较低,远低于标准空气密度 1.225 kg/m^3 ,加之桨叶表面老化引起发电性能下降,导致多数高原地区定桨距机组长期处于欠发状态^[3-4],远低于设计要求。为充分利用风资源,提

收稿日期:2015-08-03

作者简介:程传玉(1976-),男,湖北武汉人,工程师,主要从事风力发电技术方面的研究. E-mail:Khidi_ccy@163.com

出定桨距风电机组发电性能提升技术研究,提高机组发电效率,实现经济效益的提升。

国际知名整机制造商 Gamesa、Vestas、Suzlon、Siemens 和 Clipper 对风力发电机组的发电性能提升技术(桨叶加装加长节、加装涡流发生器等)进行了技术研究^[5-6],国内研究现状主要是哈尔滨工业大学对桨叶加长节技术的可行性研究^[7],曹瑞^[8]对加装涡流发生器技术进行了深入研究。

目前,国内外对定桨距发电机组发电性能提升技术仅停留在理论计算和实验室阶段,还未系统地开展技术论证和效果验证。鉴于此,本研究以云某南高原地区 750 kW 定桨距机组为研究对象,提出桨叶加装加长节、更换长桨叶及加装涡流发生器 3 种提升技术,根据机组现场情况结合技术特性,采用桨叶加长节为技术方向,利用 BLADED 软件进行经济效益预估、载荷仿真和强度校核分析,获取最优的技术方案,技术实施后,通过现场连续一年运行监控统计,评估技术的经济效益和运行安全性。

1 性能提升技术

1.1 桨叶加装加长节

由于风能的吸收和风轮扫略面积成正比,通过增加风轮面积可有效地提高风能捕获,通过加装桨叶加长节增加风轮扫略面积,从而提升发电性能,该项技术具有可操作性较强、风能效率提升显著和经济性好等优点。

桨叶加长技术的关键是合理的桨叶长度选择,理论上,桨叶越长,风能吸收量将越大,但加长桨叶势必导致机组实际载荷的增加,需要评估载荷的增量与原设计裕量的关系,以满足安全运行,获取最优的加长节长度。

1.2 更换长桨叶

更换长桨叶的技术原理与加长节技术类似,通过增大风轮扫略面积来提升发电性能。该项技术操作简单,但主要部件载荷增量较大,易引起载荷超标现象,需重点评估机组主要结构件安全余量,且一次性投入的成本较高,更换下来的原有叶片除作为备件外没有新的用途,形成资源浪费。

1.3 桨叶表面加装涡流发生器

风电机组大风运行时,随着攻角变大,桨叶表面出现气流分离,形成涡流剥离现象,造成阻力增大、升力降低,引起桨叶提前失速等不良后果,且随着桨叶老化,加剧恶化,导致发电性能大幅下降。该技术通过在

桨叶表面加装涡流发生器,延缓桨叶表面气流过早的涡流剥离,从而提升发电性能。

该技术具有实施成本低、周期短、安全风险小、便捷等特点,但也存在老化、脱落等缺点。该项技术主要难点在于涡流发生器的设计涉及因素较多,如翼型差异、涡流发生器安装位置、涡流发生器形状尺寸、夹角、安装长度等因素,且涡流发生器的增益效果与风电机组所处外界环境也有关,需进行定制化设计,难以形成标准化设计。

2 桨叶加装加长节技术

2.1 加长节的设计

本研究挑选云南某高原地区 750 kW 机组为研究对象,该风电场海拔在 2 420 m~2 820 m 之间,平均风速为 8.1 m/s,空气密度 0.894 kg/m³,属高海拔风电场,机组额定功率 750 kW,实际运行最大功率约 670 kW,长期处于欠发状态。风电机组的基本参数如表 1 所示。

表 1 750 kW 机组基本参数

项目	参数
额定功率/kW	750
风轮型式	三叶片、上风向、定桨距
叶轮直径/m	50
轮毂中心高度/m	50
功率控制	失速控制
风轮转速($r \cdot \min^{-1}$)	21.7
额定风速($m \cdot s^{-1}$)	14
切入风速($m \cdot s^{-1}$)	3.5~4
切出风速($m \cdot s^{-1}$)	25
极限风速($m \cdot s^{-1}$)	60
轮毂预置角($^{\circ}$)	3
桨叶角度调整范围($^{\circ}$)	-3~0
实际安装角度($^{\circ}$)	-1.5

根据机组长期欠发运行,结合 3 种技术特性,笔者采用桨叶加长节技术作为研究方向,加长节长度的设计流程图如图 1 所示,根据预估发电量增益需求(8.5% AEP),通过 BLADED 软件进行理论发电量增益计算,并进行桨叶加长节设计,不断迭代设计寻求最佳加长节长度和结构^[9-11]。然后本研究进行载荷仿真计算和强度校核分析,以满足设计和安全运行要求,最后获得最佳加长节长度为 650 mm,采用圆筒型加长节和长螺栓固定的方式。加装桨叶加长节技术后功率曲线与实际功率曲线对比如图 2 所示。桨叶加长节设计模型如图 3 所示。

2.2 载荷计算和强度分析

本研究根据桨叶加长节的结构设计,采用 BLAD-

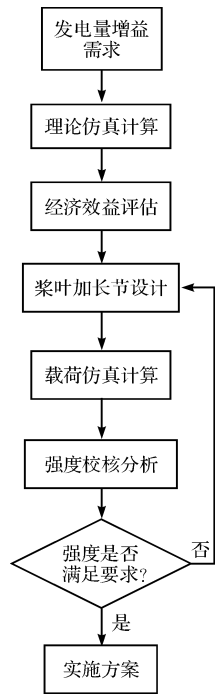


图 1 加长节设计流程图

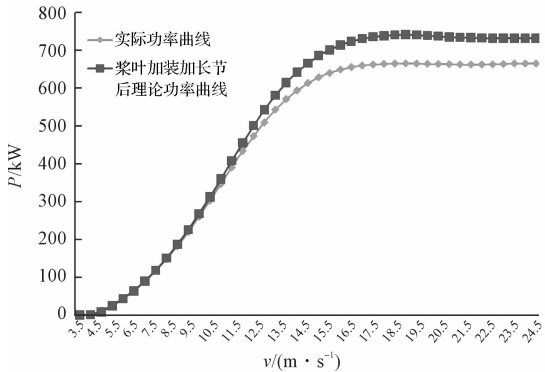


图 2 加装桨叶加长节技术后功率曲线与实际功率曲线对比

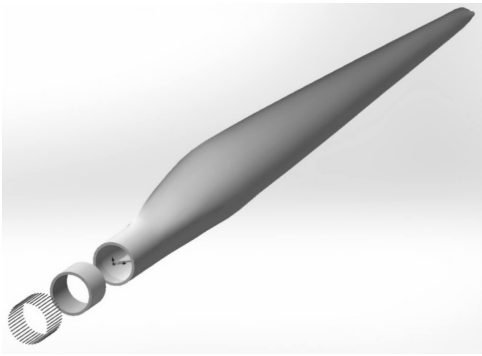


图 3 桨叶加长节设计模型

ED 软件进行载荷仿真计算,使用 650 mm 加长节的桨叶加长机组与原 750 kW 机组主要部位的极限载荷对比如表 2 所示。

从表 2 可知,桨叶加装加长节机组主要部位的极限载荷与原机组设计极限载荷相当,未见明显偏差,且疲劳计算载荷亦相当。叶根 M_{xy} 主要用于轮毂强度分析;旋

表 2 FD51.3-750 机组与原机组主要部位极限载荷对比

部件	方向	单位	FD51.3-750(桨叶 加装加长节机组)	FD50-750 (原机组)
叶根 B-Root	M_{xy}	kNm	1 301.3	1 927.6
	M_z	kNm	77.6	109.4
	F_{xy}	kN	108.1	141.8
	F_z	kN	336.2	313.5
旋转 轮毂 R-Hub	M_x	kNm	869.1	843.8
	M_{yz}	kNm	917.5	1 648.1
	F_x	kN	300	470.9
	F_{yz}	kN	254.7	263.1
固定 轮毂 S-Hub	M_x	kNm	869.1	843.8
	M_{yz}	kNm	917.5	1 648.1
	F_x	kN	300	470.9
	F_{yz}	kN	254.7	263.1
塔架 顶部 Ttop	M_{xy}	kNm	1 335.3	1 748.1
	M_z	kNm	530.4	813.7
	F_{xy}	kN	344.7	452.8
	F_z	kN	603.2	362.4

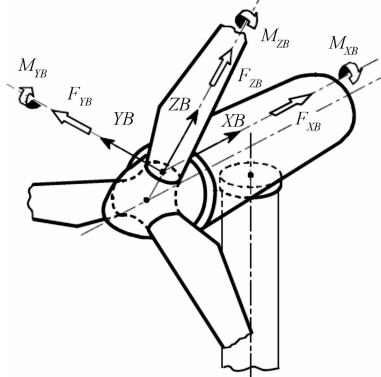
转轮毂和固定轮毂的 M_x, M_{yz} 主要用于主轴、机架、主轴承座和各位置连接螺栓等部件的强度分析;塔架顶部的 M_{xy} , 主要用于偏航系统和塔顶法兰的强度分析^[12-16]。

2.2.1 加长节及螺栓强度校核

桨叶坐标系和加长节结构图分别如图 4、图 5 所示。加长节底部载荷计算如下:

$$\begin{cases} Mx = Mx' - Fy \cdot h - Fy'' \cdot \frac{h}{2} \\ My = My' + Fx \cdot h + Fx'' \cdot \frac{h}{2} \\ Mz = Mz' \\ Fx = Fx' + Fx'' \\ Fy = Fy' + Fy'' \\ Fz = Fz' + Fz'' \end{cases} \quad (1)$$

式中: Mx, My, Mz, Fx, Fy, Fz —加长节底部载荷; Mx' ,



XB in direction of the rotor axis
ZB radially
YB so that XB, YB, ZB rotate clockwise

图 4 桨叶坐标系

My', Mz', Fx', Fy', Fz' —加长节顶部载荷,也就是桨叶根部载荷; Fx'', Fy'', Fz'' —加长节所承受的风载和重力载荷,其中: $Fx'' = 0.5P \cdot A$, $Fy'' = -mg \cdot \sin\theta$, $Fz'' = -mg \cdot \cos\theta$; P —风压, $P = V^2/1.6$; A —风载面积; m —加长节质量; θ —风轮方位角; h —加长节的长度。

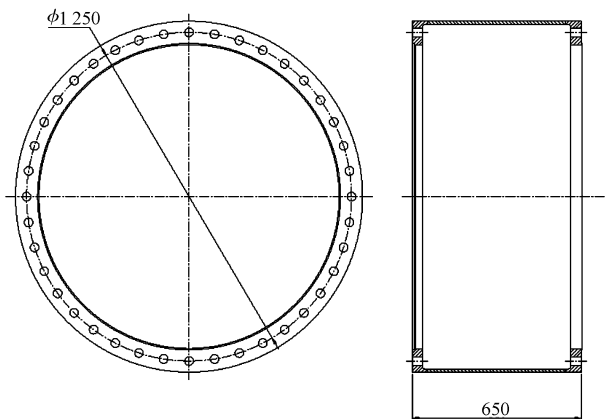


图5 桨叶加长节结构图

本研究采用式(1)的载荷计算方法,通过 Bladed 通道合并,得到加长节底部载荷,并提取极限载荷(包含地震工况),获得加长节与轮毂结合面处最大弯矩为1 366.6 kNm; $Fz = 258.8$ kN。据此可计算加长节截面模量为:

$$W_z = \frac{\pi(1335^2 - 1315^2)}{32 \times 1335} + \frac{\pi(1175^2 - 1155^2)}{32 \times 1175} = 24\,255\,819 \text{ mm}^3$$

加长节截面积为:

$$S = \frac{\pi(1335^2 - 1315^2)}{4} + \frac{\pi(1175^2 - 1155^2)}{4} = 78\,226 \text{ mm}^2$$

加长节根部最大应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} + \frac{F_z}{S} = \frac{1\,366.6 \times 10^6}{24\,255\,819} + \frac{258.8 \times 10^3}{78\,226} = 59.6 \text{ N/mm}^2$$

加长节材质选用 Q345E, Q345E 钢板屈服强度 335 MPa,安全系数取 1.1,则许用应力为 304.5 MPa,所以 $\sigma_{\max} < [\sigma]$,即加长节强度符合设计要求。

加长节螺栓强度的计算采用工程算法,假设工作载荷全用螺栓承受(保守算法),计算方法如下:

$$F_o = F_M + \frac{2M_{xy}}{R \cdot n} + \frac{F_z}{n} \quad (2)$$

$$\sigma_{\text{bolt}}^2 = \frac{F_o}{A_s} \quad (3)$$

式中: F_o —受力最大螺栓的轴向力, F_M —螺栓预紧力, R —螺栓分布半径, n —单个加长节上的螺栓个数,

σ_{bolt} —螺栓截面应力, A_s —危险截面面积。

所用螺栓为 M30,细杆直径 27 mm,扭矩 1 350 Nm,扭矩系数 0.12~0.14。

根据通道合并后得到的最大弯矩为 1 366.6 kNm; $Fz = 258.8$ kN。

将数据代入式(3)计算螺栓的截面应力 $\sigma_{\text{bolt}}^2 = 874.86 \text{ MPa}$,而许用截面应力为 940 MPa,所以螺栓的强度也符合设计要求。

2.2.2 风电机组主要部件强度分析

对于轮毂强度,叶根的倾覆力矩起决定性作用,所以笔者将表 2 中 M_{xy} 的值 1 301.3 kNm 作为轮毂强度分析的输入载荷值。

通过有限元仿真软件获得的极限载荷下的应力云图如图 6 所示。

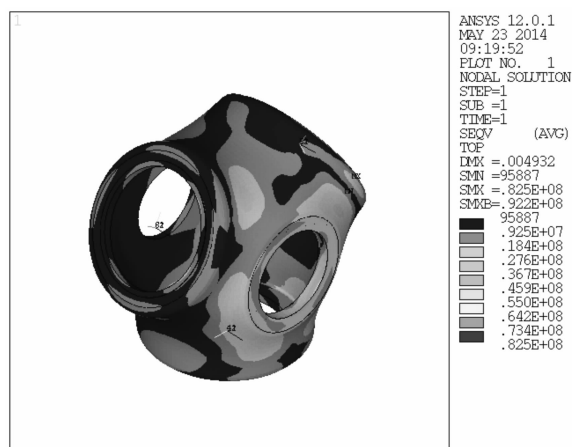


图6 轮毂极限应力分析图

从图 6 可看出,轮毂结构强度符合设计要求。由于桨叶加装加长节并不会增加机组的额定功率,对传动链的结构强度影响很小。

而对于机组内部其他主要结构,其输入载荷来源于风轮,即对于机舱内部包括主轴、机架、主轴轴承座和各位置连接螺栓等结构件的强度,轮毂的倾覆力矩、扭矩、推力和剪切力起主要作用。本研究分别将表 2 中的桨叶加装加长节机组的轮毂载荷与原设计值进行比较,获得轮毂极限载荷比较情况如表 3 所示。

表3 桨叶加装加长节机组轮毂极限载荷与原设计比较

载荷	桨叶加装加长节机组载荷与原设计载荷增量
M_x	3%
M_{xy}	-44%
F_x	-36%
F_{yz}	-3%

通过比对可以看出,除 M_x 外,其他极限载荷均小于原设计值。因此,笔者采用 M_x 值为 869.1 kNm 对机舱内各部件进行强度分析,主轴和机架的强度分析

云图如图 7、图 8 所示。

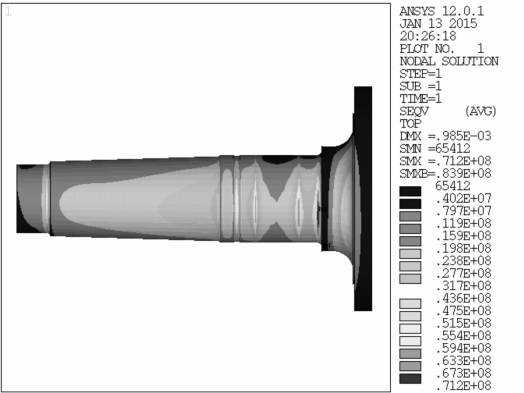


图 7 主轴有限元分析云图

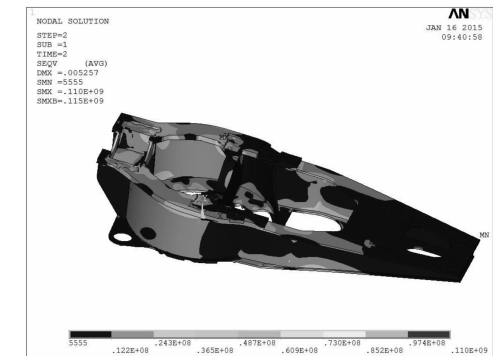


图 8 机架有限元分析云图

机组主要部件结构强度分析结果如表 4 所示。

表 4 机组各部件结构强度分析结果

部件	最大应力 /MPa	材料屈服强度 /MPa	安全系数
轮毂	114	181.8	1.59
主轴	211	354.5	1.68
机架	146	295.5	2.02
塔顶法兰	237	250	1.35
偏航螺栓	912.8	940	1.43
轮毂-主轴螺栓	879.8	940	1.37

从表 4 所示的计算结果可知,满足设计要求。笔者对桨叶加长后的塔架强度进行了评估,获得的塔架各截面应力及屈曲强度如表 5 所示,可看出最危险部

表 5 塔架各截面强度分析

H/m	$\sigma_{xs,R,d}$ /MPa	$\tau_{s,R,d}$ /MPa	$\sigma_{x,n}/\sigma_{xs,R,d}$	$\tau/\tau_{s,R,d}$	安全裕量
0.00	206.6	97.7	0.684	0.051	60.2%
4.17	210.4	99.7	0.665	0.052	65.8%
8.37	233.8	94.3	0.654	0.063	68.8%
27.52	238.8	84.5	0.629	0.110	74.8%
29.57	228.9	73.3	0.818	0.138	25.4%
31.70	231.5	74.7	0.770	0.138	35.1%
34.09	234.8	76.9	0.543	0.154	104.4%
38.75	252.0	93.9	0.472	0.102	149.1%
43.45	239.2	76.4	0.372	0.156	218.0%

位发生在高度 29.57 m 处,计算得出的安全裕量为 25.4%,满足设计要求。

综合评估:桨叶加装加长节(650 mm)技术年发电量增益预期为 8.5%,各部件结构强度满足设计要求,机组可安全运行。

3 风电场测试与评估

为了评估桨叶加长节技术对机组发电性能的提升量,本研究挑选该风电场 13#和 15#作为试验对象,桨叶加装 650 mm 加长节。笔者通过连续采集一年的发电数据,统计分析获得 13#和 15#机组功率曲线对比图如图 9、图 10 所示。

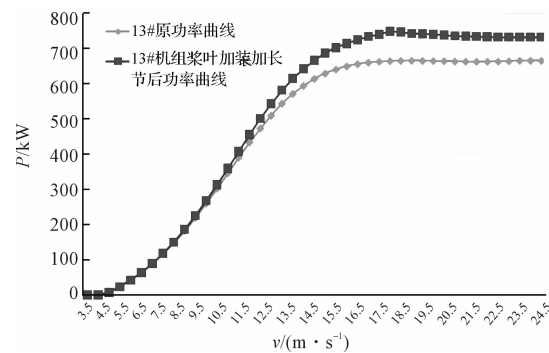


图 9 13#机组桨叶加装加长节技术前后功率曲线对比图

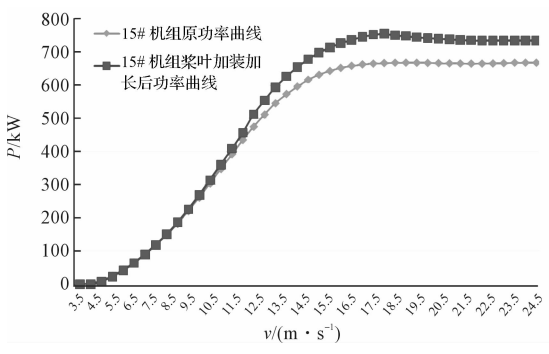


图 10 15#机组桨叶加装加长节技术前后功率曲线对比图

从图 9 和图 10 中看出,13#、15#机组桨叶加装加长节后功率曲线基本符合理论功率曲线,最大功率约 750 kW,比原功率曲线有明显的功率提升。从对比功率曲线上看,在额定风速区域,加装桨叶加长节后实发功率较原功率多发近 90 kW,增益率约 12.75%。

为了系统评估桨叶加装加长节技术后发电增益与原机型的对比,本研究对加装桨叶加长节后机组在同等风速条件下年发电量与原机型发电量进行对比,数据如表 6 所示。

表 6 桨叶加装加长节机组与原机型发电量增益统计表

条 目	FD51.3-750 (桨叶加装加长节机组)	FD50-750 (原机组)	增益率
平均风速/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	5.87	5.85	/
年发电量/($\text{kW} \cdot \text{h}$)	1 873 585.6	1 724 581.7	8.64%

从表 6 可知,桨叶加装加长节的机组平均发电量要比原机型同等风速条件下同期的平均发电量大,发电量增益率为 8.64%,与理论设计指标基本一致。

此外桨叶加装加长节的单台费用按 30 万元计算,静态成本回收周期为 3 年,成本回报周期短,投资收益率大,每台机组寿命期内发电量增益约 168 万元左右,桨叶加装加长节技术对定桨距风机发电性能的提升具有很好的经济性和技术参考意义。

4 结束语

针对我国高原地区多数定桨距风力发电机组长期处于欠发状态,发电性能未达到设计要求,为充分利用风资源,提高机组发电效率,本研究挑选云南某高原地区 750 kW 机组为研究对象,额定功率为 750 kW,实际运行最大功率约 670 kW,根据机组运行情况,提出桨叶加装加长节技术,利用 BLADED 进行理论发电量增益计算、载荷仿真和强度校核,迭代后获得最优的加长节长度为 650 mm。

技术实施后,通过现场连续一年的数据采集,桨叶加装加长节机组功率曲线较原机型功率有很大的提升,随着风速的不断增大,提升效果更为显著,实际运行功率达 750 kW,与理论设计一致,且桨叶加装加长节机组同等风速条件下同期年发电量较原机型发电量增益约 8.64%,静态投资期约 3 年,机组寿命期内发电量增益约 168 万元左右。该项技术具有很好的经济型和推广性,研究成果可为我国定桨距风电机组发电性能提升技术研究提供一定的参考。

参考文献(References):

[1] 宋恒东,董学育. 风力发电技术现状及发展趋势[J]. 电工电气,2015(1):1-4.

[2] 赵树富,方 聪. 750 kW 风力机组特点探析[J]. 硅谷,2014(6):126-126,128.

[3] 王璇,王立鹏,郭知彼,等. 风电场实际发电量比预测的偏低主要原因分析[C]//第五届亚洲风能大会论文集. 北京:[出版者不详],2008:224-230.

[4] 贾玉梅. 浅析定桨距风力发电系统组成[J]. 风机技术,2010(6):56-57.

[5] 赵 靓. 低风速型风电机组发展调查[J]. 风能,2012(12):54-56.

[6] 高崇伦,吴进钊,张小雷,等. 提高低风速风电场发电量措施研究[J]. 风能,2013(8):56-59.

[7] 崔晓志,王华君. 风电机组叶片加长改造的可行性及成本效益分析[J]. 风能,2013(11):94-100.

[8] 曹 瑞. 加装叶片涡流发生器提高失速型定桨距风机发电效率的研究[J]. 宁夏电力,2009(z1):199-202,208.

[9] 杨 宏,苑津莎,张铁峰,等. 一种基于 Beta 分布的风电功率预测误差最小概率区间的模型和算法[J]. 中国电机工程学报,2015,26(9):2135-2142.

[10] 赵 萍,钟贤和. 风电叶片长度的设计及影响因素[J]. 电气技术,2009(8):22.

[11] 周鹏展,曾竟成,肖加余,等. 基于 BLADED 软件的大型风力机叶片气动分析[J]. 中南大学学报:自然科学版,2010,41(5):2022-2027.

[12] 李本立,宋宪耕,贺德馨,等. 风力机结构动力学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1999.

[13] 贺德馨. 风工程与工业空气动力学[M]. 北京:国防工业出版社,2006.

[14] 马欣欣. 风力机叶片载荷分析及性能仿真研究[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2009.

[15] 齐 涛,董姝言,苏凤宇. MW 级风机变桨轴承与轮毂连接螺栓的强度分析[J]. 机电工程,2014,31(12):1587-1652.

[16] 程传玉. 风电机组耦合系统的模态分析[J]. 机电工程,2015,32(5):607-611.

[编辑:李 辉]

本文引用格式: